



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 **Offenlegungsschrift**
10 **DE 102 06 204 A 1**

51 Int. Cl. 7:
F 16 H 15/38
F 16 H 57/04
F 16 H 37/08

21 Aktenzeichen: 102 06 204.8
22 Anmeldetag: 15. 2. 2002
43 Offenlegungstag: 28. 8. 2003

Handwritten: 102 06 204 A 1
Fig. 7 B2 (82)

DE 102 06 204 A 1

71 Anmelder:
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

72 Erfinder:
Henzler, Steffen, Dipl.-Ing., 73560 Böbingen, DE;
Elser, Wolfgang, Dipl.-Ing., 73630 Remshalden, DE;
Nguyen, Dinh Cuong, Dipl.-Ing., 73732 Esslingen, DE

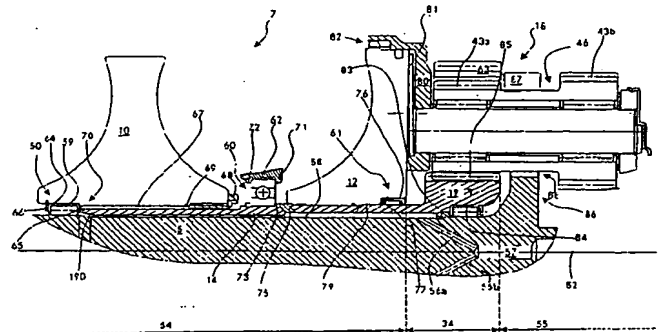
55 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE 199 47 851 A1
DE 100 59 778 A1
US 62 51 039 B1
JP 11-0 51 141 A
JP 20 01-1 65 267 A
JP 20 00-2 20 719 A

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

54 Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator

57 Die Erfindung betrifft ein leistungsverzweigtes Kraftfahrzeuggetriebe, bei welchem ein Toroidvariator und das nachgeschaltete Zwischengetriebe, koaxial angeordnet sind. Ausgangswelle und Eingangswelle des Toroidvariators sind dabei als Hohlwelle mit radial innerhalb dieser angeordneter Vollwelle ausgeführt. Ein Schmiermittelkanal zur Schmiermittelversorgung des Toroidvariators ist dabei ein Ringraum zwischen der Hohlwelle und der Vollwelle.



DE 102 06 204 A 1

[0001] Die Erfindung betrifft ein Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator gemäß dem Oberbegriff von Patentanspruch 1.

[0002] Ein solches Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator ist bereits aus der US 6,251,039 B1 bekannt. Dieses Kraftfahrzeuggetriebe ist leistungsverzweigt und weist einen coaxialen Aufbau auf. Der Toroidvariator weist zwei Toruskammern auf, deren zentrale Abtriebs scheibe drehfest mit der als Hohlwelle ausgeführten Abtriebswelle verbunden ist. Hingegen ist die konzentrisch innerhalb der Hohlwelle angeordnete Antriebswelle drehfest mit zwei äußeren Abtriebs scheiben verbunden.

[0003] Ferner ist aus der DE 199 47 851 A1 bereits ein Toroidvariator bekannt.

[0004] Aufgabe der Erfindung ist es, die Schmiermittelversorgung eines Kraftfahrzeuggetriebes mit einem Toroidvariator sicherzustellen.

[0005] Die erläuterte Aufgabe ist gemäß der Erfindung mit den Merkmalen von Patentanspruch 1 in vorteilhafter Weise gelöst.

[0006] Ein Vorteil der Erfindung ist der, dass ein Ringkanal, welcher sich zwischen coaxialen Wellen bildet, einen verhältnismäßig großen Strömungsquerschnitt aufweist, so dass ein entsprechend großer Volumenstrom die zu schmierenden Bauteilen des Toroidvariators mit Schmiermittel versorgen kann. Da ein großer Strömungsquerschnitt auch geringe Strömungsverluste mit sich bringt, ist der Wirkungsgrad des Gesamtgetriebes besonders gut. Dabei entfallen in besonders kostengünstiger Weise aufwendige Bearbeitungen – insbesondere spanende Bearbeitungen – zur Herstellung eines separaten Schmiermittelkanals in einer der Wellen.

[0007] Durch den Ringkanal wird die besonders vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung gemäß Patentanspruch 2 möglich, bei welcher die radial innere der beiden Wellen als Vollwelle ausgeführt sein kann. Die dadurch erzielte hohe Steifigkeit in dem Bereich der Welle, in welchem diese von dem Toroidvariator hoch belastet wird, ermöglicht es, die Welle verhältnismäßig dünn zu konstruieren. Dies geht mit Kosten-, Bauraum- und Gewichtsvorteilen einher.

[0008] Patentanspruch 4 zeigt eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung, bei welcher insbesondere die thermisch und kräftemäßig hochbelasteten Lager ausfallsicher mit Schmier- bzw. Kühlmittel versorgt sind.

[0009] Patentanspruch 5 zeigt eine besonders kostengünstige Ausgestaltung der Erfindung, bei welcher mit geringem Aufwand ein Teilstrom des Schmiermittelstromes aus dem Ringraum geleitet wird.

[0010] Patentanspruch 7 zeigt eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung, bei welcher die Wälzkontakte zwischen An- bzw. Abtriebs scheibe und Roller sicher mit Schmiermittel versorgt sind.

[0011] Patentanspruch 8 zeigt eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung, bei welcher ein Lager zur Aufnahme der Auflagerreaktionskräfte der einen Welle sicher mit Schmiermittel versorgt ist.

[0012] Patentansprüche 9 bis 12 zeigen besonders vorteilhafte konstruktive Ausgestaltungen der Erfindung, welche sich insbesondere auf konzentrische leistungsverzweigte Getriebekonzepte beziehen.

[0013] Patentanspruch 13 zeigt eine Möglichkeit, die Teilströme der mit Schmier bzw. Kühlmittel zu versorgenden Lager des Kraftfahrzeuggetriebes hinsichtlich der Parameter

mittels einer Drossel an die Erfordernisse des jeweiligen Kraftfahrzeuggetriebes anzupassen.

[0014] Patentanspruch 14 zeigt für eine besonders vorteilhafte konstruktive Ausgestaltung eines konzentrischen Kraftfahrzeuggetriebekonzeptes eine Möglichkeit, die eine Antriebs scheibe geschmiert gegenüber der Abtriebswelle zu lagern.

[0015] Generell ist ein Vorteil von leistungsverzweigten Kraftfahrzeuggetrieben mit Toroidvariator der, dass der Toroidvariator infolge der Verwendung eines konstant übersetzenden Leistungspfad in weiten Betriebsbereichen entlastet wird. Diese Entlastung ist insbesondere bei drehmomentstarken Antriebsmotoren vorteilhaft, bei denen das Abtriebsmoment des Antriebsmotors deutlich über dem maximal zulässigen Eingangsmoment des Toroidvariators liegt und somit eine Reduktion des Variatormomentes alleine durch Vorschalten einer Übersetzungsstufe "ins Schnelle" nicht ausreichend wäre. Die besagten drehmomentstarken Antriebsmotoren werden üblicherweise in Antriebssträngen längs eingebaut.

[0016] Die Entlastung des Toroidvariators bewirkt bei entsprechender Auslegung des Kraftfahrzeuggetriebes zudem in vorteilhafter Weise eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades des Kraftfahrzeuggetriebes in dem entsprechenden Fahrbereich, da die Leistung im konstant übersetzten Leistungspfad mit höherem Wirkungsgrad übertragen werden kann als im stufenlos veränderlich übersetzten.

[0017] Ein weiterer Vorteil der Toroidvariator entlastung liegt darin, dass dadurch die Anpresskräfte an den An/Abtriebs scheiben gesenkt werden können, was zu einer Senkung der Reibungsverluste führt. Infolge der Verringerung der Reibungsverluste muss auch weniger Wärme abgeführt werden.

[0018] Des weiteren kann durch die Entlastung des Toroidvariators dessen Lebensdauer in vorteilhafter Weise erhöht werden.

[0019] Ein Vorteil der Aufteilung der Getriebeübersetzung auf zumindest zwei Fahrbereiche ist der, dass dadurch die Spreizung des Kraftfahrzeuggetriebes erhöht wird. Getriebe spreizungen, die größer als die Toroidvariatorspreizung sind, werden somit möglich.

[0020] Beide Fahrbereiche sind in vorteilhafter Weise in Leistungsverzweigung ausführbar, um den Wirkungsgrad zu erhöhen.

[0021] Mittels einer Geared-Neutral-Funktion kann in vorteilhafter Weise ein Anfahr element, wie beispielsweise ein hydrodynamischer Drehmomentwandler, eingespart werden. Die Implementierung eines "Geared-Neutral"-Modus ermöglicht einen Betrieb, bei dem allein durch Verstellen des Toroidvariators die Fahrzustände Vorwärtsfahrt, Rückwärtsfahrt und Stillstand erreicht werden können. Ferner ist keine Reversiereinheit, wie beispielsweise ein Wendesatz mit zugehörigen Kupplungen oder Bremsen, erforderlich, was sich ebenfalls vorteilhaft auf Gewicht, Bauraum und Kosten auswirkt.

[0022] Das Kraftfahrzeuggetriebe findet in besonders vorteilhafter Weise Anwendung in einem Antriebsstrang mit Front-Antriebsmotor und Hinterachs Antrieb. Ferner findet das Kraftfahrzeuggetriebe in besonders vorteilhafter Weise Anwendung in einem Allradantrieb, welcher aus einem modifizierten Antriebsstrang mit Front-Antriebsmotor und Hinterachs Antrieb hervorgeht. Einen solchen Antriebsstrang zeigt die nicht veröffentlichte DE 101 33 118.5.

[0023] Weitere Vorteile der Erfindung gehen aus den weiteren Patentansprüchen, der Beschreibung und der Zeichnung vor.

[0024] Die Erfindung ist nachfolgend anhand eines Aus-

- Volumenstrom bzw.
- Austrittsgeschwindigkeit aus dem Ringraum

führungsbeispiels der gesamten Kraftfahrzeuggetriebes und zwei Ausgestaltungsalternativen der Tragzapfen erläutert. [0025] Es zeigen

[0026] Fig. 1 in einem schematischen Axialschnitt ein Kraftfahrzeuggetriebe, welches ein stufenloses Toroidgetriebe, ein Planetenräder-Zwischengetriebe und ein Planetenräder-Endgetriebe umfasst,

[0027] Fig. 2 in einer detailliert geschnittenen Darstellung ein Detail II des Getriebeschemas aus Fig. 1, wobei dieses u. a. sich strahlenförmig nach außen erstreckenden Stege aufweist,

[0028] Fig. 3 zeigt in einem Detail einen Schnitt durch einen der Stege aus Fig. 2,

[0029] Fig. 4 einen schematischen Prinzipschnitt zur Erläuterung der Funktion der Roller vom Toroidvariator gemäß Fig. 1,

[0030] Fig. 5 in einer ersten Ausgestaltungsalternative eines Rollers diesen und dessen Tragzapfen detailliert in einer geschnittenen Darstellung und

[0031] Fig. 6 in einer zweiten Ausgestaltungsalternative eines Rollers diesen und dessen Tragzapfen detailliert in einer geschnittenen Darstellung.

[0032] Fig. 1 zeigt in einem schematischen Axialschnitt ein Kraftfahrzeuggetriebe, welches einen stufenlosen Toroidvariator 7, ein Planetenräder-Zwischengetriebe 8 und ein Planetenräder-Endgetriebe 9 umfasst.

[0033] Das Kraftfahrzeuggetriebe findet Anwendung in einem Antriebsstrang mit Front-Antriebsmotor und Hinterachsantrieb. Das Kraftfahrzeuggetriebe ist somit im Kraftfluß zwischen dem nicht näher dargestellten Front-Antriebsmotor und einem Hinterachsgetriebe angeordnet, mittels welchem hintere Antriebswellen und demzufolge Antriebsräder angetrieben werden. Der Front-Antriebsmotor ist mit einer Eingangswelle 5 des Kraftfahrzeuggetriebes gekoppelt und das Hinterachsgetriebe ist mittels einer Gelenkwelle mit einer Ausgangswelle 6 des Kraftfahrzeuggetriebes drehfest verbunden.

[0034] Mittels einer am hinteren Ende des Kraftfahrzeuggetriebes angeordneten Reibungskupplung K3 ist die Eingangswelle 5 mit der Ausgangswelle 6 reibschlüssig koppelbar, so daß ein direkter Durchtrieb vom Antriebsmotor zum Hinterachsgetriebe herstellbar ist.

[0035] Die Eingangswelle 5 ist an deren beiden Endbereichen mittels zwei Wälzlager 135 und 136 drehbar gegenüber einem nichtdrehenden Gehäuseteil 26 des Kraftfahrzeuggetriebes gelagert. Dabei sind die beiden Wälzlager 135 und 136 als Festlager-Loslager-Paarung ausgebildet. Die Eingangswelle 5 ist mit einer benachbarten ersten toroidalen zentralen Antriebsscheibe 11 des Toroidvariators 7 und über die koaxiale zentrale Eingangswelle 5 mit einem zweistufigen Planetenträger 18 des Zwischengetriebes 8 bewegungsfest verbunden. Dieser Planetenträger 18 ist mit der zu diesem benachbart angeordneten zweiten zentralen toroidalen Antriebsscheibe 12 des Toroidvariators 7 drehfest verbunden. Somit sind die beiden Antriebsscheiben 11 und 12 im Kraftfluß parallel geschaltet bzw. drehfest zueinander. Eine zur Eingangswelle 5 koaxial angeordnete und von dieser mit Spiel durchsetzte konzentrische Zwischenwelle 14 ist drehfest mit einer axial mittigen Abtriebscheibe 10 ausgestaltet. In diese Abtriebscheibe 10 sind an deren axial voneinander abgewandten Seiten die beiden konkaven toroidalen Abtriebsoberflächen 16 und 17 eingearbeitet. Die Abtriebscheibe 10 ist mit einem inneren Zentralrad 19 des Zwischengetriebes 8 bewegungsfest verbunden.

[0036] Eine Antriebsscheibe 11 bzw. 12 steht mit ihrer zugehörigen Abtriebsoberfläche 16 bzw. 17 über zwei Planeten, sogenannte Roller 13a, 13b bzw. 15a, 15b, in Reibkontakt. Jeweils zwei Roller 13a, 13b bzw. 15a, 15b sind einer

von zwei Toruskammern 93, 94 zugeordnet. Die Roller 13a, 13b bzw. 15a, 15b sind – wie weiter unten zu Fig. 4 näher erläutert – sowohl um je eine eigene Drehachse 95a, 95b bzw. 96a, 96b drehbar als auch um eine zu ihrer eigenen Drehachse 95a, 95b senkrechte Schwenkachse schwenkbar.

[0037] Das innere Zentralrad 19 des Zwischengetriebes 8 weist eine Antriebsverbindung 20 mit einem inneren Zentralrad 21 als ein erstes Getriebeglied des Endgetriebes 9 auf.

[0038] Diese Antriebsverbindung 20 enthält an dem einen Steg des Planetenträgers 18 des Zwischengetriebes 8 gelagerte Hauptplaneten 46 mit beiderseits eines radialen Antriebssteiges des Planetenträgers 18 angeordneten Zahnkränzen 43a, 43b, von denen der eine Zahnkranz 43a mit dem mit der konzentrischen Zwischenwelle 14 verbundenen inneren Zentralrad 19 und der andere Zahnkranz 43b mit einem axial auf der anderen Seite des radialen Antriebssteiges angeordneten zweiten inneren Zentralrad 48 kämmt, das schließlich seinerseits eine – eine ein- und ausrückbare Kupplung K2 enthaltende – Antriebsverbindung 50 mit dem das erste Getriebeglied des Endgetriebes 9 bildenden inneren Zentralrad 21 aufweist.

[0039] Der mit dem einen inneren Zentralrad 19 des Zwischengetriebes 8 kämmende Zahnkranz 43a des Hauptplaneten 46 steht zusätzlich im Kämmeingriff mit einem Nebenplaneten 63, der an dem zweiten Steg des Planetenträgers 18 gelagert ist und seinerseits mit einem äußeren Zentralrad 22 kämmt, welches über eine topfförmige Antriebsverbindung 23 mit einer Kupplungshälfte einer ein- und ausrückbaren Reibungskupplung K1 drehfest verbunden ist. Eine zweite Kupplungshälfte dieser Reibungskupplung K1 ist mit einem ein zweites Getriebeglied des Endgetriebes 9 bildenden äußeren Zentralrad 24 drehfest verbunden.

[0040] Das Endgetriebe 9 weist ein drittes Getriebeglied in Form eines Planetenträgers 25 auf, welcher mittels eines radialen Abstützsteiges 36 drehfest mit dem nichtdrehenden Gehäuseteil 26 des Kraftfahrzeuggetriebes verbunden ist und Planetenräder 34a, 34b mit zwei Zahnkränzen 37a, 37b gleicher Zähnezahl lagert, welche beiderseits des Abstützsteiges 36 angeordnet sind, und von denen der eine, dem Zwischengetriebe 8 benachbart liegende Zahnkranz 37a sowohl mit dem inneren als auch mit dem äußeren Zahnrad 21 bzw. 24 kämmt.

[0041] Das Endgetriebe 9 weist ein viertes Getriebeglied in Form eines zweiten äußeren Zentralrades 27 auf, welches mit dem anderen Zahnkranz 37b der Planetenräder 34b kämmt und eine Antriebsverbindung 28 mit der Ausgangswelle 6 aufweist.

[0042] Am Außenumfang des äußeren Zentralrades 27 ist ein Parksperrenrad 33 konzentrisch und bewegungsfest angeordnet.

[0043] Im unteren Fahrbereich sind im Vorwärtsfahrbetrieb die Kupplung K1 eingerückt und die Kupplung K2 ausgerückt, so daß die Leistung am Zwischengetriebe 8 verzweigt wird, wobei ein erster Teil der Leistung zur Abtriebswelle 6 und ein zweiter Teil der Leistung über den Toroidvariator 7 in die Abtriebswelle 5 einfließt.

[0044] Fig. 2 zeigt in einer detailliert geschnittenen Darstellung ein Detail II des Getriebeschemas aus Fig. 1, wobei jedoch die Roller 13b, 15b aus Fig. 1 nicht dargestellt sind.

[0045] Die Eingangswelle 5 weist einen ersten axialen Bereich 54 auf, in welchem auch der Toroidvariator 7 bzw. die An- und Abtriebscheiben 10, 11, 12 liegen. Dieser erste axiale Bereich 54 ist als Vollwelle ausgeführt, wodurch deren Durchmesser sehr gering ist. Diesen ersten axialen Bereich 54 schließt sich ein zweiter axialer Bereich 34 an, in welchem auch eine erste Radsatzebene des Zwischengetriebes 8 liegt, die u. a.

- das innere Zentralrad 19,
- den Zahnkranz 43a und
- den Nebenplaneten 63

umfasst.

[0046] In diesem zweiten axialen Bereich 34 sind zwei Ölkanäle 56a, 56b schräg in die Vollwelle gebohrt. Diese Ölkanäle 56a, 56b münden einerseits in einen Ringraum 58 und andererseits in einer zentralen Bohrung 57 der Eingangswelle 5, welche im wesentlichen in einem dritten axialen Bereich 55 liegt. Somit stellen die beiden Ölkanäle 56a, 56b eine Strömungsverbindung zwischen der unter Öldruck stehenden zentralen Bohrung 57 und dem Ringraum 58 her, welcher im wesentlichen im ersten axialen Bereich 54 liegt. Während die radial innere Wand des Ringraums 58 von der Eingangswelle 5 gebildet wird, wird die radial äußere Begrenzung des Ringraumes 58 von der konzentrischen als Hohlwelle ausgeführten Zwischenwelle 14 gebildet. Öffnungen zum Austritt von Schmieröl aus dem Ringraum 58 liegen an Lagerstellen, welche als folgende Wälzlager ausgeführt sind:

- a) ein erstes Nadellager 50 zur drehbaren Abstützung der Abtriebsscheibe 10 gegenüber der Eingangswelle 5,
- b) ein einreihiges Rillenkugellager 60 zur Axial- und Radiallagerung der Zwischenwelle 14 gegenüber einem Gehäuseteil 62 des Kraftfahrzeuggetriebes,
- c) ein zweites Nadellager 61 zur drehbaren Abstützung der zweiten zentralen toroidalen Antriebsscheibe 12 gegenüber der Zwischenwelle 14 und
- d) ein drittes Nadellager 85 zur radialen Abstützung des Zentralrades 19 gegenüber der Eingangswelle 5 im zweiten Bereich 34.

[0047] Im folgenden werden a) bis c) näher erläutert.

a) Das erste Nadellager 50 umfasst Wälzkörper, welche innerhalb eines Käfigs 64 angeordnet sind und sich auf der Eingangswelle 5 in einem Bereich abwälzen, in welchem diese als Vollwelle ausgestaltet ist. Der Käfig 64 ist in eine zentrale Bohrung der Abtriebsscheibe 10 eingesetzt und liegt axial einerseits an einer Stirnfläche 65 eines Endes 70 der Zwischenwelle 14 an. Andererseits liegt der Käfig 64 axial an einem Axialsicherungsring 66 an, welcher in eine Innennut an dem einen axialen Ende der Abtriebsscheibe 10 eingesetzt ist. An dem anderen axialen Ende der Abtriebsscheibe 10 ist diese mit einer Außengewindehülse 68 verschraubt, deren radial nach außen kragender Endbund axial an einer Stirnfläche der Abtriebsscheibe 10 anliegt. Axial zwischen dem ersten Nadellager 50 und der Außengewindehülse 68 ist die Abtriebsscheibe 10 mittels einer Keilwellenverzahnung 67 drehfest mit der Zwischenwelle 14 verbunden. Dabei wird ein geringes Axialspiel zwischen dem Käfig 64 und der Stirnfläche 65 bzw. zwischen der Außengewindehülse 68 und einer der Keilwellenverzahnung 67 zugehörigen Außenverzahnung 69 der Eingangswelle 5 zugelassen.

Die Schmierung des großen Nadellagers 50 erfolgt mittels Schmieröl, welches an einem als quasi-Drossel fungierenden Dichtring 190 vorbei aus dem Ringraum 58 am Ende 70 der Zwischenwelle 14 austritt.

b) Das Rillenkugellager 60 weist einen Lageraußenring auf, welcher in axialer Richtung gegenüber dem Gehäuseteil 62 einerseits an einem Absatz 71 und andererseits an einem Axialsicherungsring 72, welcher in eine Innennut des Gehäuseteils 62 eingesetzt ist, fest-

gelegt ist.

Ähnlich ist ein Lagerinnenring des Rillenkugellagers 60 in axialer Richtung gegenüber der Zwischenwelle 14 einerseits an einem Absatz 73 und andererseits an einem Axialsicherungsring 74, welcher in eine Umfangsnut der Zwischenwelle 14 eingesetzt ist, festgelegt.

Die Schmierung des Rillenkugellagers 60 erfolgt mittels Schmieröl, welches durch eine schräge Bohrung 75 in der Zwischenwelle 14 aus dem Ringraum 58 austritt. Diese Bohrung 75 ist axial neben dem Rillenkugellager 60 angeordnet und auf dessen Wälzkörper gerichtet.

c) Das zweite Nadellager 61 umfasst Wälzkörper, welche innerhalb eines Käfigs 76 angeordnet sind und sich auf der Zwischenwelle 14 abwälzen. Der Käfig 76 ist in eine zentrale Bohrung der Abtriebsscheibe 12 eingepresst und liegt axial an einer Stirnfläche 77 eines Bohrungsrundes dieser zentralen Bohrung an.

[0048] Radial innerhalb der Abtriebsscheibe 12 und axial neben dem zweiten Nadellager 61 ist eine schräge Bohrung 79 in die Zwischenwelle 14 gebohrt, welche das zweite Nadellager 61 mit Schmieröl versorgt.

[0049] Die Abtriebsscheibe 12 ist systembedingt mittels einer Axialverzahnung 82 und einer Tellerfeder 81 drehfest und axial vorgespannt gegenüber einer Planetenträgerbolzenaufnahme 80 des Planetenträgers 18.

[0050] Der Ringraum 58 ist auf dessen dem Zwischenge triebe 8 zugewandter Seite mit einem Dichtring 83 abgedichtet, welcher in eine konzentrische Bohrung des einteilig mit der Zwischenwelle 14 ausgestalteten Zentralrades 19 eingesetzt ist und als quasi-Drossel fungiert indem der Dichtring 83 eine definierte Leckage zulässt. Der Dichtring 83 ist mittels eines Käfigs 84 des dritten Nadellagers 85 gesichert.

Der Dichtring 83 liegt mit dessen Innenseite an der Eingangswelle 5 axial neben den beiden Ölkanälen 56a, 56b an und läßt den definierten Leckagedurchfluß zur Schmiermittelversorgung des dritten Nadellagers 85 unter Aufrechterhaltung eines Schmiermitteldruckes im Ringraum 58 zu.

[0051] Im dritten Bereich 55 erstreckt sich axial neben dem Zentralrad 19 ein Planetenträgerarm 86 radial nach außen. Dieser Planetenträgerarm 86 weist sich strahlenförmig nach außen erstreckende Stege 87 auf, welche umfangsmäßig von Ausnehmungen 88 unterbrochen sind. Diese Ausnehmungen 88 werden von den Hauptplaneten 46 durchsetzt, so dass die Zahnkränze 43a, 43b dem Planetenträgerarm 86 beiderseits benachbart sind.

[0052] Fig. 3 zeigt in einem Detail einen Schnitt durch einen der sich strahlenförmig nach außen erstreckenden Stege 87. Die Stege 87 sind gleichartig ausgestaltet, weshalb im folgenden nur einer der drei gleichmäßig am Umfang verteilten Stege 87 erläutert wird.

[0053] Der Steg 87 weist radial außen eine parallel zu einer auch in Fig. 1 und Fig. 2 ersichtlichen Zentralachse 52 des Kraftfahrzeuggetriebes ausgerichtete Bohrung 89 auf, in welche ein Planetenträgerbolzen 90 des Nebenplaneten 63 mit Presssitz eingesetzt ist. Dieser Presssitz befindet sich mittig am Planetenträgerbolzen 90, so dass dieser axial mit einem dem Toroidvariator 7 zugewandten Endbereich 91 und einem von diesem abgewandten Endbereich 92 vorsteht. Der Planetenträgerbolzen 90 weist am abgewandten Endbereich 92 radial innen ein Langloch auf, welches in eine zentrale konzentrische Sacklochbohrung mündet. Diese Sacklochbohrung ist an deren Zugangsöffnung mittels einer Kugel verschlossen. Am Boden der Sacklochbohrung, welcher sich im anderen Endbereich 91 befindet, ist eine Querbohrung im Planetenträgerbolzen 90, welche eine Strömungsverbindung von der Sacklochbohrung zu einer Nadel-

lagerung des Nebenplaneten 63 herstellt.

[0054] Radial innen vom Planetenträgerbolzen 90 ist das zweite innere Zentralrad 48 angeordnet, welches mit dem in der Zeichnungsebene von Fig. 3 nicht ersichtlichen Zahnkranz 43b kämmt. Dieses im Fahrbetrieb rotierende Zentralrad 48 schleudert infolge der Zentrifugalkraft Schmieröl radial nach außen, von dem ein Anteil durch

- das Langloch,
- die Sacklochbohrung und
- die Querbohrung

zur Nadellagerung des Nebenplaneten 63 gelangt, so dass diese stets reibungsarm und ausfallsicher geschmiert und gekühlt ist.

[0055] Fig. 4 zeigt einen schematischen Prinzipschnitt der Roller 13a, 13b der ersten Toruskammer 93 und der Roller 15a, 15b der zweiten Toruskammer 94 vom Toroidvariator 7 gemäß Fig. 1. Zur besseren Übersicht sind die Antriebs-scheiben und Abtriebs-scheibe nicht dargestellt. Der schematische Prinzipschnitt ist in der tatsächlichen Einbaulage des Kraftfahrzeuggetriebes dargestellt, so dass im Folgenden in Einbaulage unten liegende Bauteile als "unten" angeordnet und in Einbaulage oben liegende Bauteile als "oben" angeordnet bezeichnet sind.

[0056] Da die vier Roller 13a, 13b, 15a, 15b der beiden Toruskammern 93, 94 im wesentlichen gleichartig ausgestaltet sind und gleichartige Funktion haben, werden im folgenden zunächst die Gemeinsamkeiten anhand der Roller 13a, 13b der einen Toruskammer 93 erläutert.

[0057] Die beiden Roller 13a, 13b sind sowohl um die eine eigene Drehachse 95a, 95b drehbar als auch um eine zu ihrer eigenen Drehachse 95a, 95b senkrechte Schwenkachse 97a, 97b schwenkbar. Dazu ist jeder der Roller 13a, 13b mittels zwei Lagern 98a bzw. 98b und 99a bzw. 99b drehbar um die eigene Drehachse 95a, 95b auf einem Exzenterzapfen 100a bzw. 100b gelagert, welcher mittels eines Schubnadel-lagers 101a bzw. 101b geringfügig schwenkbar um eine parallel versetzt zur Drehachse 95a bzw. 95b angeordnete weitere Schwenkachse 102a bzw. 102b angeordnet ist. Dabei ist der Exzenterzapfen 100a bzw. 100b um diese weitere Schwenkachse 102a bzw. 102b schwenkbar wälzgelagert in einem Tragzapfen 103a bzw. 103b aufgenommen. Dieser Tragzapfen 103a bzw. 103b erstreckt sich senkrecht zur Drehachse 95a, 95b bzw. zur weiteren Schwenkachse 102a bzw. 102b und weist an dessen beiden Enden 104a, 105a bzw. 104b, 105b Wälzlager mit ballig ausgestalteten Lageraußenringen auf. Diese Lageraußenringe bzw. Enden 104a, 105a bzw. 104b, 105b sind einerseits in Bohrungen 107a bzw. 107b einer Abstützplatte 106 aus Stahl und andererseits in Bohrungen 108a bzw. 108b einer Wippe 109 aufgenommen. Sowohl die Abstützplatte 106 als auch ein mittiges Wippenlager 110 der Wippe 109 sind bewegungsfest mit einem Leichtmetallgetriebegehäuse 111 des Kraftfahrzeuggetriebes verbunden.

[0058] Die unteren Enden 108a bzw. 108b der Tragzapfen 103a, 103b sind axial gegen Kolben von hydraulischen Axialstellgliedern 112a, 112b abgestützt, welche unterhalb der Tragzapfen 103a, 103b angeordnet sind. Die Zylinder der hydraulischen Axialstellglieder 112a, 112b sind in nicht näher dargestellter Weise gegenüber dem besagten Leichtmetallgetriebegehäuse 111 axial abgestützt. Unterhalb der hydraulischen Axialstellglieder 112a, 112b ist eine nicht näher dargestellte elektrohydraulische Steuerplatte des Kraftfahrzeuggetriebes angeordnet. Diese Steuerplatte weist Magnetventile und Steuerschieber zur Steuerung bzw. Regelung der Kupplungen K1, K2, K3 und der Axialstellglieder 112a, 112b auf.

[0059] Die Drehmomentübertragung des Toroidvariators 7 erfolgt durch Rotation der Roller 13a, 13b um deren eigene Drehachse 95a, 95b. Hingegen wird das Übersetzungsverhältnis des Toroidvariators 7 durch Verschwenkung um die Schwenkachse 97a, 97b verstellt.

[0060] Im folgenden wird wieder auf beide Toruskammern 93 und 94 Bezug genommen.

[0061] Zur Einleitung vorgenannter Verschwenkung um die Schwenkachsen 97a, 97b, 113a, 113b werden die Axialstellglieder 112a und 114a bzw. 112b bzw. 114b mit hydraulischem Druck beaufschlagt. Dabei werden jeweils die auf der selben Seite liegenden Kolben mit Druck beaufschlagt. Bei dieser Druckbeaufschlagung schwenken sämtliche vier Roller 13a, 15a, 13b, 15b - infolge der an den Wälzpunkten zwischen den Rollern 13a und 15a bzw. 13b und 15b und An-/Abtriebs-scheibe 10, 11, 12 des Toroidvariators 7 wirkenden Kräfte - um deren Schwenkachsen 97a, 97b, bis sich an den Rollern 13a, 15a, 13b, 15b und Axialstellgliedern 112a, 114a, 112b, 114b wieder ein Kräftegleichgewicht eingestellt hat. Mittels der neuen Schwenkwinkelposition um die Schwenkachsen 97a, 97b, 113a, 113b ist somit ein neues Übersetzungsverhältnis des Toroidvariators 7 stufenlos und zugkraftunterbrechungsfrei eingestellt.

[0062] Infolge der gleichen hydraulischen Abstützkräfte sowie ähnlicher Reibkräfte und somit ähnlicher Kräfte im Wälzkontakt stellen sich sämtliche vier Roller 13a, 13b, 15a, 15b hinsichtlich deren vier Schwenkachsen 97a, 97b, 113a, 113b vom Betrag her in die gleiche Schwenkwinkelposition, wobei deren Anordnung symmetrisch zueinander ist. Diese so erzielte Ausrichtung der Schwenkwinkelposition der Roller zueinander wird als sogenannte "Kraftsynchronisierung" bezeichnet.

[0063] Bei zu vorgenannter hydraulischer Druckänderung an den beiden Axialstellgliedern 112a, 114a bzw. 112b, 114b einer Seite schwenkt die Wippe 109, da die beiden Tragzapfen 103a, 116a bzw. 103b, 116b bezüglich deren Schwenkachse 97a, 113a bzw. 97b, 113b axial verschoben werden und zwischen deren unteren Lageraußenringen und der Wippe 109 im Bereich von deren Bohrungen 108a, 118a bzw. 108b, 118b Reibung auftritt. Infolge der - gelenkig - balligen Aufnahme ändert sich der Winkel zwischen der Wippe 109 und den Tragzapfen 103a, 103b, 116a, 116b. Durch diese geänderten geometrischen Verhältnisse wird sämtlichen vier Rollern 13a, 13b, 15a, 15b ein Weg aufgezungen, der zu einer Schwenkwinkelposition führt, in welcher die Roller 13a, 13b, 15a, 15b symmetrisch zueinander angeordnet sind. Diese zusätzlich zur "Kraftsynchronisierung" sichernde zweite Synchronisierung wird als sogenannte "Wegsynchronisierung" bezeichnet.

[0064] Der Toroidvariator 7 weist zusätzlich zu diesen beiden Synchronisierungen eine dritte Synchronisierung auf, die auch bei stillstehender Eingangswelle 5 die zuvor genannte symmetrische Anordnung sämtlicher Tragzapfen 103a, 103b, 116a, 116b der Roller 13a, 13b, 15a, 15b zueinander sicherstellt. Diese als sogenannte "Winkelsynchronisierung" bezeichnete Synchronisierung erfolgt mit vier Bändern 119, 120, 121, 122, welche zum einen die beiden einer Toruskammer 93 bzw. 94 zugehörigen Tragzapfen 103a und 103b bzw. 116a und 116b und zum anderen die beiden auf der jeweiligen Seite - d. h. rechts oder links - angeordneten Tragzapfen 103a und 116a bzw. 103b und 116b miteinander verbindet. Die vier Bänder 119, 120, 121, 122 sind dabei jeweils einfach über Kreuz geschlungen, um beim Schwenken der Tragzapfen 103a, 103b, 116a, 116b eine Drehrichtungs-umkehr zu bewirken. Die vier Tragzapfen 103a, 103b, 116a, 116b weisen zwischen deren oberen Enden und deren mittigem Bereich, in welchem die Roller 13a, 13b, 15a, 15b angeordnet sind, zwei bezüglich der Schwenkachsen 97a, 97b,

113a, 113b axial benachbart angeordnete Mitnahmescheiben 123, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130 auf. Um jeweils zwei dieser Mitnahmescheiben sind die vier Bänder 119, 120, 121, 122 geschlungen, wobei die zwei den einzelnen Toruskammern 93 und 94 zugehörigen Bänder 119, 120 in einer unteren Ebene und die zwei die Tragzapfen 103a, 103b, 116a, 116b der beiden Toruskammern 93 und 94 verbindenden Bänder 121, 122 in einer oberen Ebene angeordnet sind. [0065] Fig. 5 zeigt in einer ersten Ausgestaltungsalternative eines Rollers 1013a diesen detailliert in einer geschnittenen Darstellung.

[0066] Der Roller 1013a ist sowohl um die eine eigene Drehachse 1095a drehbar als auch um eine zu seiner eigenen Drehachse 1095a senkrechte Schwenkachse 1097a schwenkbar. Dazu ist der Roller 1013a mittels zwei Lagern 1098a und 1099a drehbar um die eigene Drehachse 1095a auf einem Exzenterzapfen 1100a gelagert, welcher mittels eines Schubnadellagers 1101a geringfügig schwenkbar um eine parallel versetzt zur Drehachse 1095a angeordnete weitere Schwenkachse 1102a angeordnet ist. Dabei ist der Exzenterzapfen 1100a um diese weitere Schwenkachse 1102a schwenkbar wälzgelagert in einem Tragzapfen 1103a aufgenommen. Dieser Tragzapfen 1103a ist in einem mittigen Bereich ausgebocht. In diesem mittigen Bereich ist der Roller 1013a angeordnet. Der Tragzapfen 1103a erstreckt sich im wesentlichen senkrecht zur Drehachse 1095a bzw. zur weiteren Schwenkachse 1102a und weist an dessen beiden Enden 1104a, 1105a Nadellager mit außen ballig ausgestalteten Lageraußenringen 1140, 1141 auf. Der obere Lageraußenring 1140 ist in einer Bohrung 1107a einer Abstützplatte 1106 aus Stahl und der untere Lageraußenring 1141 ist in einer Bohrung 1108a einer Wippe 1109 aufgenommen. Sowohl die Abstützplatte 1106 als auch eine nicht näher dargestellte Lageraufnahme der Wippe 1109 sind bewegungsfest mit einem nicht näher dargestellten Leichtmetallgetriebegehäuse des Kraftfahrzeuggetriebes verbunden.

[0067] Der Tragzapfen 1103a ist oberhalb des oberen Nadellagers mit einem koaxial zur Schwenkachse 1097a ausgestalteten Zapfen 1150 versehen, der mittels einer Keilwellenverzahnung und einem Wellensicherungsring drehfest und axial unverschieblich mit einer Mitnahmescheibe 1151 verbunden ist. Um diese Mitnahmescheibe 1151 ist ein verzahntes Band 1153 geschlungen, welches den dargestellten Tragzapfen 1103a mit einem in Fig. 5 nicht ersichtlichen Tragzapfen der selben Toruskammer verbindet. Das Band 1153 ist dabei einfach über Kreuz geschlungen, so dass sich der nicht ersichtliche Tragzapfen der selben Toruskammer stets gegensinnig dreht.

[0068] Zwischen dem unteren Nadellager und dem Roller 1013a ist der Tragzapfen 1103a einteilig zu einer Mitnahmescheibe 1154 ausgestaltet. Um diese Mitnahmescheibe 1154 ist ein Band 1155 einfach über Kreuz geschlungen, welches den dargestellten Tragzapfen 1103a mit einem in Fig. 5 nicht ersichtlichen Tragzapfen einer zweiten Toruskammer derart verbindet, dass sich der Tragzapfen der zweiten Toruskammer stets gegensinnig dreht.

[0069] Der Tragzapfen 1103a ist unterhalb des unteren Nadellagers mit einem koaxial zur Schwenkachse 1097a ausgestalteten Zapfen 1152 versehen, welcher sich an einem nicht näher dargestellten hydraulischen Axialstellglied axial abstützt. Unterhalb dieses hydraulischen Axialstellgliedes ist eine nicht näher dargestellte elektrohydraulische Steuerplatte zur Steuerung des Axialstellgliedes, weiterer Axialstellglieder und von Kupplungen gemäß Fig. 1 angeordnet.

[0070] Fig. 6 zeigt in einer zweiten Ausgestaltungsalternative eines Rollers diesen detailliert in einer geschnittenen Darstellung.

[0071] Der Roller 2013a und der Tragzapfen 2103a sind in

weiten Teilen ähnlich dem Roller der ersten Ausgestaltungsalternative ausgestaltet, weshalb im Folgenden nur auf die wesentlichen Unterschiede eingegangen wird.

[0072] Anstatt einer oberhalb eines oberen Nadellagers angeordneten Mitnahmescheibe ist der Tragzapfen 2103a in einem Bereich zwischen oberem Nadellager und Roller 2013a einteilig zu einer Mitnahmescheibe 2151 ausgestaltet. Um diese Mitnahmescheibe 2151 ist ein Band 2153 geschlungen, welches den dargestellten Tragzapfen 2103a mit einem in Fig. 6 nicht ersichtlichen Tragzapfen der selben Toruskammer verbindet. Das Band 2153 ist dabei einfach über Kreuz geschlungen, so dass sich der nicht ersichtliche Tragzapfen der selben Toruskammer stets gegensinnig dreht.

[0073] Die Lager zur Lagerung des Tragzapfens können auch als Tonnenlager ausgestaltet sein, wobei dann auf einen balligen Lageraußenring verzichtet wird und die tonnenförmigen Wälzkörper unmittelbar in den Bohrungen der Wippe und den Bohrungen der Abstützplatte angeordnet sind.

[0074] Ferner können statt der Bohrungen zur Aufnahme der Lageraußenringe sowohl in der Abstützplatte als auch in der Wippe Linearlager vorgesehen sein.

[0075] Die Mitnahmescheiben bzw. die Bänder, welche die Tragzapfen miteinander verbinden, erfüllen die Funktion eines Achsversatzgetriebes. Demzufolge können die Tragzapfen zur gleichsinnigen Drehmomentübertragung im Übersetzungsverhältnis 1 : 1 auch über eine ungrade Anzahl von Zahnrädern, mittels Zahnriemen, mittels Gestängen oder aber mittels Kulissenführungen verbunden sein.

[0076] Anstatt der zwei Ölkanaäle können beliebig viele umfangsmäßig, im Winkel oder radial versetzte Ölkanaäle in die Vollwelle gebohrt sein. Gegebenenfalls kann ein einziger Ölkanal ausreichend sein.

[0077] Anstelle der in Fig. 1 dargestellten schrägen Bohrung in der Zwischenwelle zur Schmierölversorgung des Rillenkugellagers kann auch eine quer zur Zentralachse ausgerichtete Bohrung vorgesehen sein, welche auf ein Ölfangblech des Rillenkugellagers gerichtet ist.

[0078] Anstelle der in Fig. 2 dargestellten beiden als quasi-Drossel fungierenden Dichtringe können die als Hohlwelle ausgeführte Zwischenwelle und die innerhalb dieser angeordnete Eingangswelle mit einer Passung versehen sein. Die Passung fungiert dann anstelle der Dichtringe als quasi-Drossel.

[0079] Die dargestellten Kupplungen zur Auswahl des Fahrbereiches können sowohl als Reibungskupplung, als Formschlusskupplung, wie beispielsweise eine Klauenkupplung, oder als kombinierte Reib- und Formschlusskupplung, wie beispielsweise eine Synchroniereinrichtung, ausgeführt sein.

[0080] Insbesondere kann die am hinteren Ende des Kraftfahrzeuggetriebes angeordnete Kupplung zum Zwecke des direkten Durchtriebs als Reibungskupplung oder als Formschlusskupplung oder alternativ als kombinierte Form- und Reibschlusskupplung ausgestaltet sein.

[0081] Das dargestellte koaxiale Kraftfahrzeuggetriebe mit einem stufenlosen Toroidvariator und Geared-neutral-Funktion bietet sich ferner für einen Allradantrieb an, wie dieser in der DE 101 33 118.5 dargestellt ist. Dabei kann sich der Getriebeabtriebswelle ein Verteilergetriebe für den Allradantrieb anschließen.

[0082] Abhängig von dem in axialer Richtung des Antriebsstranges zur Verfügung stehenden Bauraum kann das Kraftfahrzeuggetriebe eine beliebige Anzahl von Fahrbereichen aufweisen. Dabei kann ein Fahrbereich als direkter Gang ausgeführt sein, bei welchem die Antriebsmotordrehzahl ohne kämmenden Eingriff von Zahnrädern direkt auf

die Getriebeabtriebswelle geleitet wird, so dass ein besonders guter Wirkungsgrad entsteht. Insbesondere bietet sich ein solcher direkter Gang bei Fahrzeugen mit flach verlaufendem Verbrauchskennfeld, d. h. einem geringen Verbrauch über einen weiten Drehzahlbereich, an. Es bieten sich weitere leistungsverzweigte Fahrbereiche an, welche zusätzliche Planetensätze und Kupplungen aufweisen.

[0083] Das Kraftfahrzeuggetriebe kann eine Eingangsübersetzungsstufe aufweisen, die jedoch wahlweise eine Übersetzung ins Schnelle oder ins Langsame ermöglicht.

[0084] Das in Fig. 1 gezeigte Parksperrenrad kann in alternativen Ausgestaltungen an einer beliebigen Stelle der Ausgangswelle angeordnet sein.

[0085] Bei den beschriebenen Ausführungsformen handelt es sich nur um beispielhafte Ausgestaltungen. Eine Kombination der beschriebenen Merkmale für unterschiedliche Ausführungsformen ist ebenfalls möglich. Weitere, insbesondere nicht beschriebene Merkmale der zur Erfindung gehörenden Vorrichtungsteile, sind den in den Zeichnungen dargestellten Geometrien der Vorrichtungsteile zu entnehmen.

Patentansprüche

1. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator (7), welcher eine Eingangswelle (5) und eine konzentrisch angeordnete Abtriebswelle (Zwischenwelle 14) aufweist, wobei zumindest eine Antriebsscheibe (11 bzw. 12) mit der einen der beiden besagten Wellen (Eingangswelle 5 bzw. Zwischenwelle 14) und zumindest eine Abtriebsscheibe (10) mit der anderen der beiden besagten Wellen (Zwischenwelle 14 bzw. Eingangswelle 5) drehfest verbunden ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Toroidvariator (7) von einem Ringraum (58) zwischen den beiden konzentrischen Wellen (Zwischenwelle 14 und Eingangswelle 5) mit Schmiermittel versorgt wird.
2. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die radial innere Welle (Eingangswelle 5) der beiden Wellen einen ersten axialen Bereich (54) aufweist, in welchem auch die An- und Abtriebsscheiben (10, 11, 12) des Toroidvariators (7) liegen, wobei diese radial innere Welle (Eingangswelle 5) in dem ersten axialen Bereich (54) als Vollwelle ausgeführt ist.
3. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass dem Toroidvariator (7) ein Zwischengetriebe (8) nachgeschaltet ist, welches einen Teil der Leistung in den Toroidvariator (7) zurückfließen lässt, wobei ein zweiter axialer Bereich (34) eine Ausnehmung aufweist, von welcher zumindest ein in den Ringraum (58) mündender Kanal (Ölkanäle 56a, 56b) verläuft.
4. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein Teilstrom eines Schmiermittelstromes in einen Bereich von zumindest einem Lager (erstes Nadellager 50, Rillenkugellager 60, zweites Nadellager 61, drittes Nadellager 85) des Toroidvariators (7) geleitet wird.
5. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die eine Welle (Zwischenwelle 14) als Hohlwelle ausgeführt ist und zumindest ein Teilstrom am Ende (70) dieser Welle (Zwischenwelle 14) austritt.
6. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, da-

durch gekennzeichnet, dass die eine Welle (Zwischenwelle 14) als Hohlwelle ausgeführt ist und zumindest eine Ausnehmung (Bohrung 75, Bohrung 79) in deren Wandung aufweist.

7. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Ausnehmung (Bohrung 75) in eine Toruskammer (94) mündet.

8. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Ausnehmung (Bohrung 75) in einen Bereich eines Lagers (Rillenkugellager 60) mündet, welches die Hohlwelle radial und axial gegenüber einem Getriebegehäuse (Gehäuseteil 62) abstützt.

9. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Kraftfahrzeuggetriebe leistungsverzweigt ist und einen koaxialen Aufbau aufweist.

10. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass der Toroidvariator (7) zwei Toruskammern (93, 94) aufweist, deren zentrale Abtriebsscheibe (10) drehfest mit der als Hohlwelle ausgeführten Abtriebswelle (Zwischenwelle 14) verbunden ist, wohingegen die konzentrisch innerhalb der Hohlwelle angeordnete Abtriebswelle (Zwischenwelle 14) drehfest mit zwei axial äußeren Abtriebsscheiben (11, 12) verbunden ist.

11. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die zentrale Abtriebsscheibe (10) mittels eines im Bereich des Endes (70) angeordneten Lagers (erstes Nadellager 50) radial gegenüber der Eingangswelle (5) abgestützt ist und die besagte Hohlwelle gegenüber der Eingangswelle (5) mittels eines weiteren Lagers (drittes Nadellager 85) abgestützt ist, wobei sich der Ringkanal (58) zwischen den beiden Lagern (erstes Nadellager 50 und drittes Nadellager 85) erstreckt.

12. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass dem Toroidvariator (7) ein Zwischengetriebe (8) nachgeschaltet ist, welches einen Teil der Leistung in den Toroidvariator (7) zurückleitet, wobei die Hohlwelle im Bereich des weiteren Lagers (drittes Nadellager 85) drehfest mit einem Zentralrad (19) des Zwischengetriebes (8) verbunden ist.

13. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen den beiden Lagern (erstes Nadellager 50 und drittes Nadellager 85) und dem Ringkanal (58) Mittel (Dichtringe 190, 83) zur Drosselung des Schmiermittelstromes angeordnet sind.

14. Kraftfahrzeuggetriebe mit einem Toroidvariator nach Patentanspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass eine der beiden Antriebsscheiben (12) mittels einer Lagerung (drittes Nadellager 85) drehbar gegenüber (61) der Hohlwelle angeordnet und radial gegenüber der Hohlwelle abgestützt ist, wobei ein Kanal (Bohrung 79) in der Hohlwelle diese Lagerung (drittes Nadellager 85) mit Schmiermittel versorgt.

Hierzu 6 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

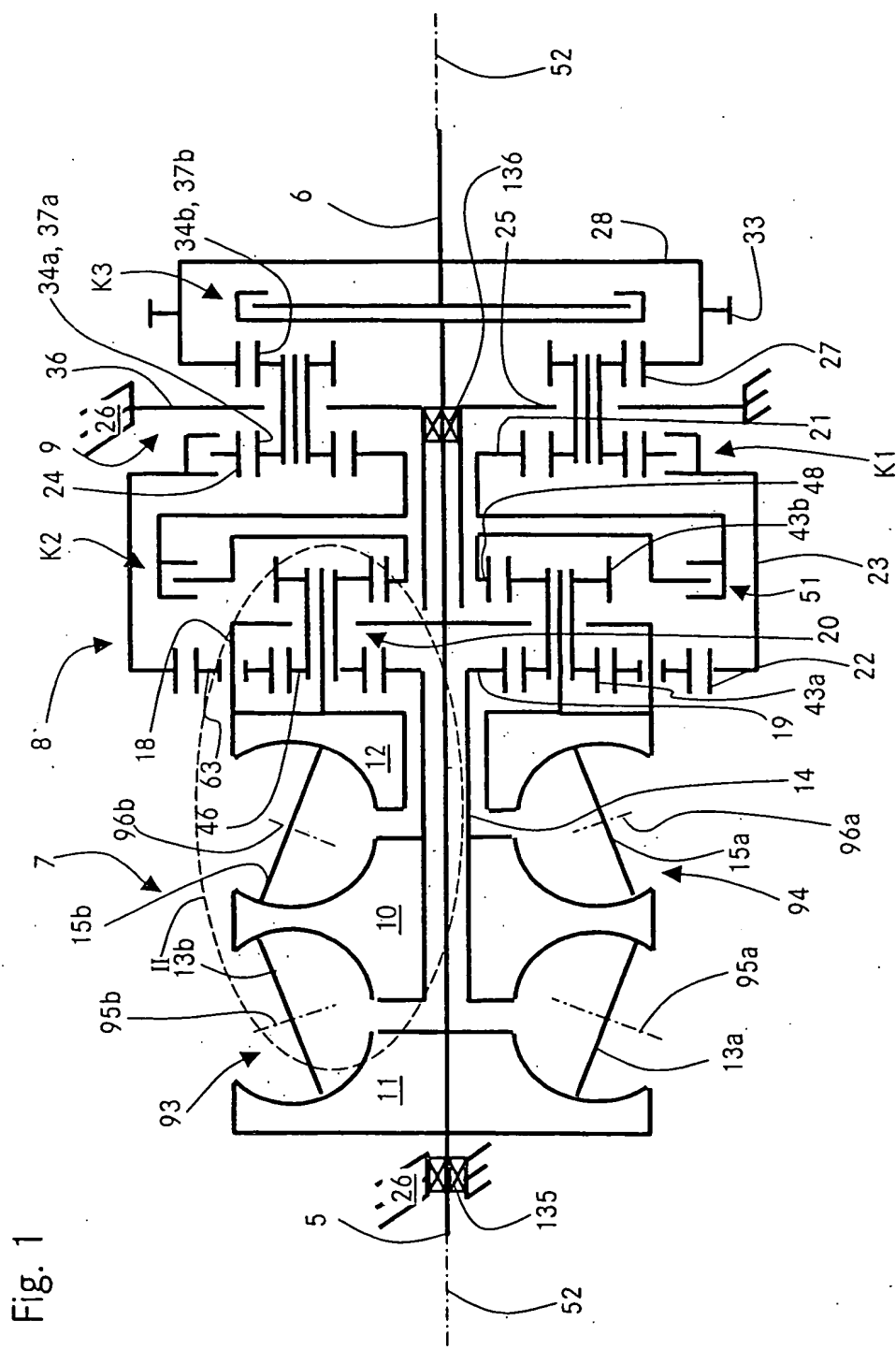


Fig. 2

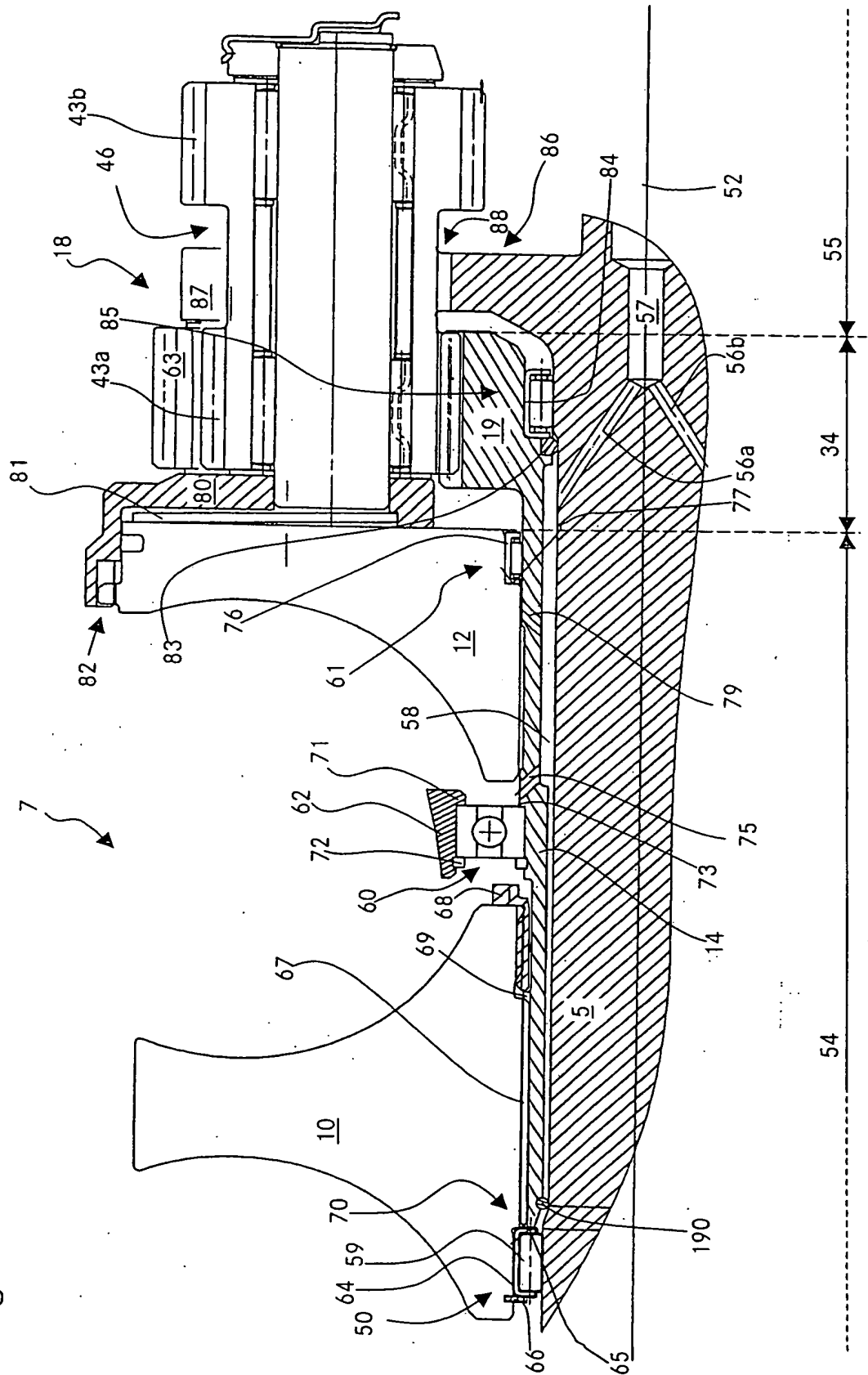


Fig. 3

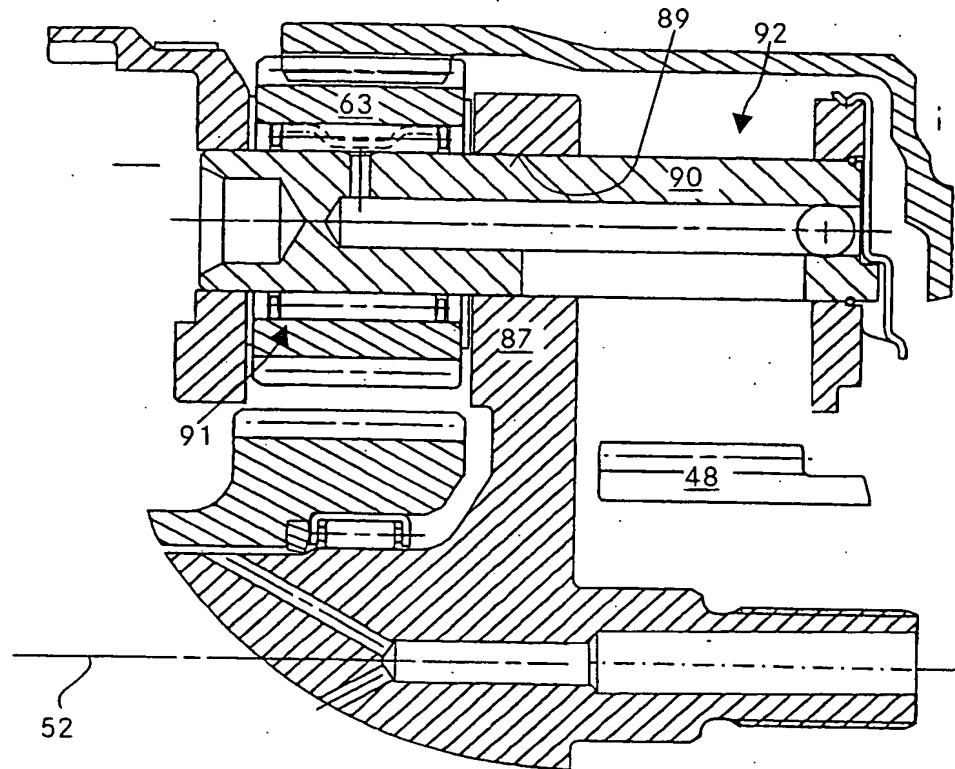


Fig. 4

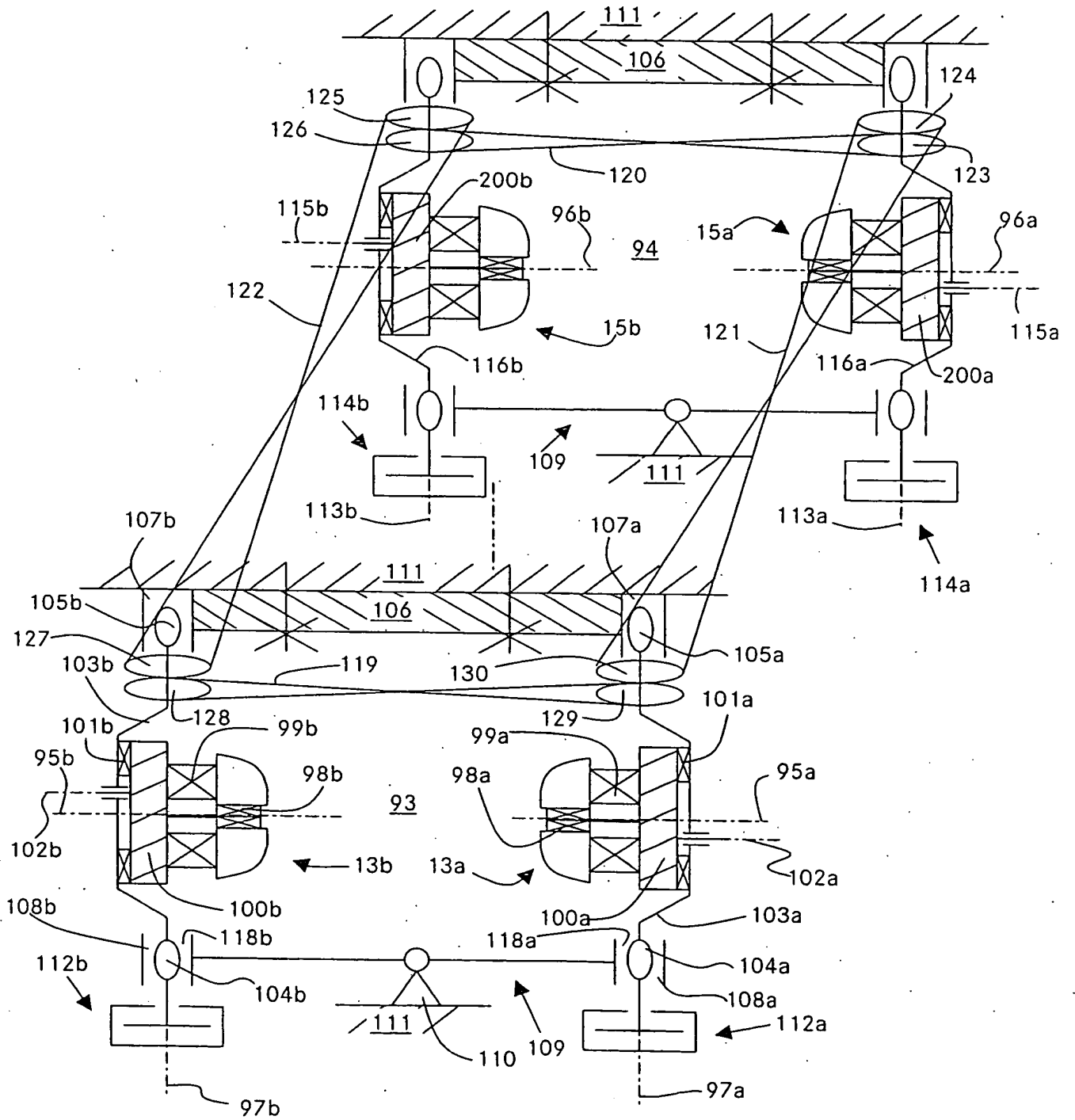


Fig. 5

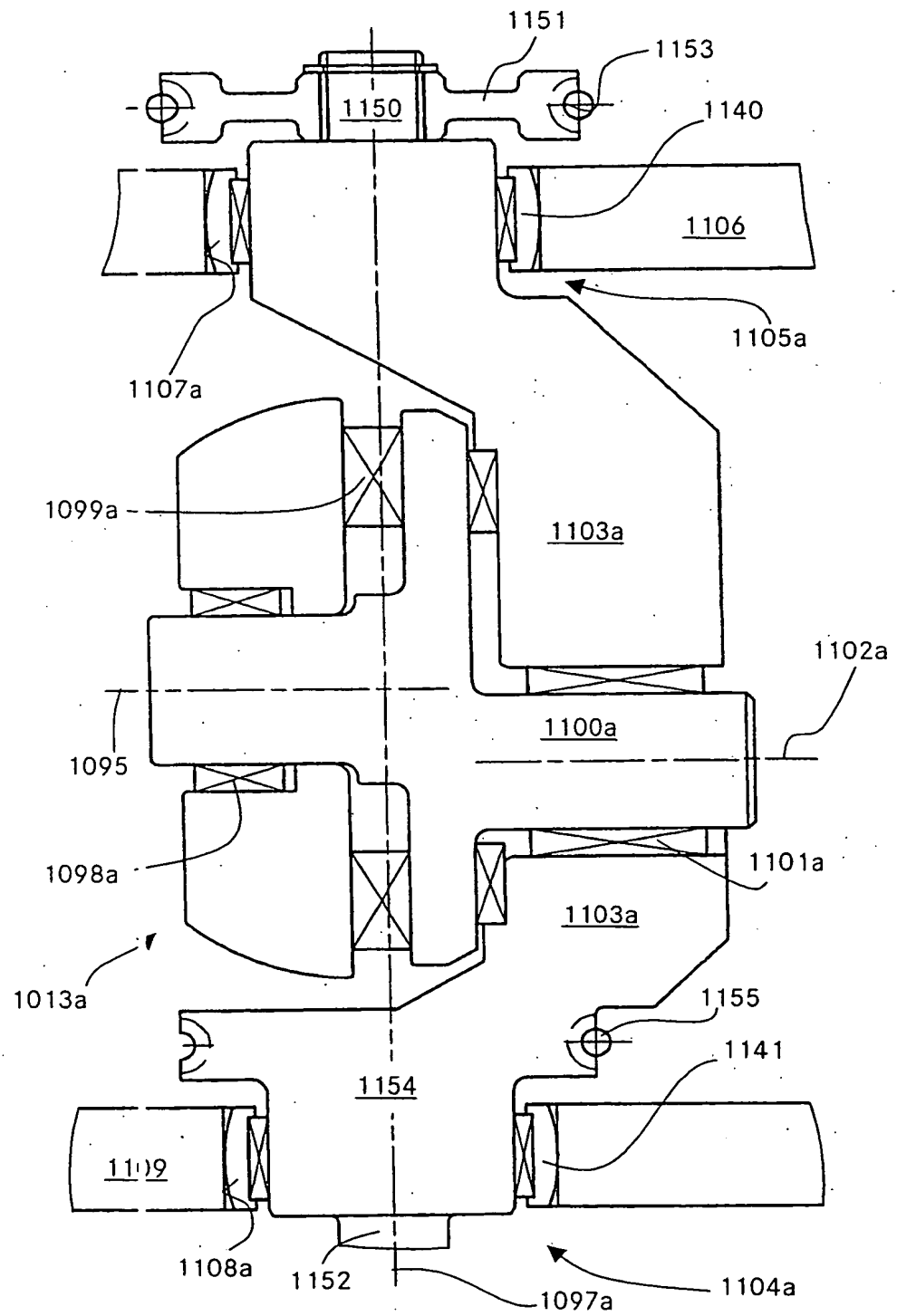


Fig. 6

